

基于粒子群算法的海洋温差能朗肯循环系统多目标优化

王 锰¹, 赵英汝¹, 张浩然², 王兵振³

(1. 厦门大学能源学院, 厦门 361005; 2. 厦门大学海洋与地球学院, 厦门 361005; 3. 国家海洋技术中心, 天津 300112)

摘 要: 为提高海洋温差能发电系统的综合性能,以单位换热面积发电量和单位海水流量发电量为基础建立综合目标函数,选取蒸发温度、冷凝温度、蒸发器和冷凝器的海水出口温度为优化变量,利用粒子群算法对海洋温差能朗肯循环系统进行多目标参数优化。研究结果表明,在28℃温海水和5℃冷海水条件下,循环工质为R717时,蒸发器内的最佳蒸发温度为23.10℃,温海水出口温度为23.42℃;冷凝器内的最佳冷凝温度为12.31℃,冷海水出口温度为10.80℃;在换热器的海水进出口温差超过4℃时,换热器的海水出口温度对系统性能的影响较小。综上,采用多目标优化可实现对各评价指标间的协调,相比单目标优化的传统模型,多目标优化改善了系统的综合性能。

关键词: 海洋温差能发电; 朗肯循环; 粒子群算法; 多目标优化

中图分类号: P743.4; TK114 **文献标识码:** A

0 引 言

海洋温差能是指在海洋中由于表层温海水和深层冷海水之间存在温度差而能够利用的海洋热能。海洋温差能储量巨大,随时间变化相对稳定,因此有潜力成为部分区域的持续稳定能量来源。特别是针对远离大陆的低纬度深海中的海岛,具有巨大的应用前景。

海洋温差能利用技术(ocean thermal energy conversion, OTEC)是通过低沸点工质以热力循环方式实现发电。海洋温差转换发电的最初概念由法国科学家 J. D'Arsonval 于 19 世纪提出,经过一个多世纪的发展至 2001 年,印度政府联合日本佐贺大学在印度海域建造了 1 MW 的漂浮式 OTEC 电站^[1]。海洋温差能的研究以采用朗肯循环、卡琳娜循环、上原循环等多种热力循环技术实现发电为主^[1],以氨、烷类、HFC 制冷剂作为循环工质驱动海洋温差系统发电^[2]。总体而言,目前有关 OTEC 的研究工作主要集中在工质选择、循环构型及单一目标(如净功率)优化等方面。本文从降低建造成本、减

少系统自身能耗等角度出发并对多个目标实现综合优化。

粒子群算法(PSO)以模拟鸟类群体觅食为基础,通过群体协作方式完成全局优化搜索,是一种高效优化算法。该算法实现简单且执行效率高,在工程领域已得到广泛应用。本文以南海海域资源调查水温资料为依据,建立海洋温差能单工质朗肯循环的数学模型并进行仿真运行与数值模拟。采用逆流布置的板式换热器,提出以系统经济性和海水温差能利用率两者并重的综合目标函数,利用粒子群优化算法对循环模型进行优化,获得系统的最佳运行工况,可为海洋温差能技术的发展提供理论依据和数据参考。

1 系统描述与数学建模

1.1 海洋温差能朗肯循环

OTEC 的循环过程为首先利用表层温海水(约 28℃)加热并气化工质,工质气化后进入膨胀机对外做功,做功后乏气再经冷凝器中的深层冷海水(约 5℃)冷凝变为液体,液态工质经工质泵绝热加

收稿日期: 2017-04-28

基金项目: 国家自然科学基金(51876181)

通信作者: 赵英汝(1981—),女,博士、副教授,主要从事能源系统工程、能效工程方面的研究。yzhao@xmu.edu.cn

压后重新进入蒸发器,完成封闭循环。系统主要部件为蒸发器、冷凝器、膨胀机及工质泵。循环结构如图1所示。

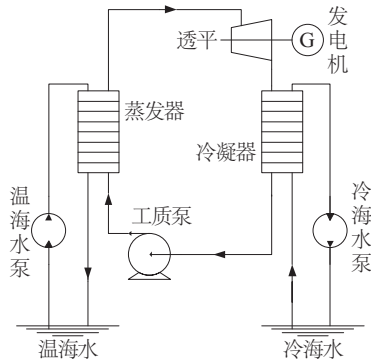


图1 海洋温差能朗肯循环系统示意图

Fig. 1 System diagram of rankine cycle for OTEC

循环温熵图如图2所示,图中各状态点意义及工作过程为:

- 1) 过程1—2: 工质以饱和蒸汽状态进入膨胀机,绝热膨胀做功并变为湿蒸汽;
- 2) 过程2—3: 工质向冷海水放热,工质由湿蒸汽冷凝为饱和液态;
- 3) 过程3—4: 工质加压过程,工质泵在加压的同时推动循环运行;
- 4) 过程4—1: 工质从表层温海水吸热,由液态加热变为干饱和和蒸汽。

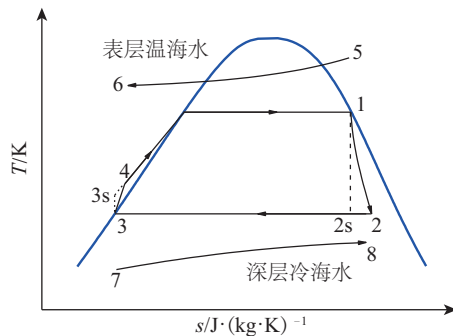


图2 OTEC循环系统温熵图

Fig. 2 Schematic diagram of OTEC system

1.2 数学模型

循环系统膨胀机的输出功率计算^[3]为:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_F (h_1 - h_2) \eta_G \quad (1)$$

$$\eta_T (h_1 - h_{2s}) = h_1 - h_2 \quad (2)$$

式中, h ——工质在各状态点的比焓, J/kg; \dot{m}_F ——工质的质量流量, kg/s; η_T 、 η_G ——等熵效率和发电

机效率; 下标: 1、2s 对应 T - s 温熵图上的状态点。

工质泵功耗计算^[4]为:

$$\dot{W}_P = \frac{\dot{m}_F (P_4 - P_3)}{\rho_F \eta_P} \quad (3)$$

式中, P ——工质在各状态点下的工作压力, Pa; ρ_F ——工质的密度, kg/m³; η_P ——工质泵的效率; 下标: 3、4 对应 T - s 温熵图上的状态点。

换热器中所需的表层海水流量 \dot{m}_{HW} 及深层海水流量 \dot{m}_{CW} 为:

$$\dot{m}_{HW} = \dot{m}_F \frac{h_1 - h_4}{h_{hwi} - h_{hwo}} \quad (4)$$

$$\dot{m}_{CW} = \dot{m}_F \frac{h_2 - h_3}{h_{cwo} - h_{cwi}} \quad (5)$$

式中, h_{hwi} 、 h_{hwo} ——表层温海水在换热器的进口和出口处的比焓, J/kg; h_{cwo} 、 h_{cwi} ——深层冷海水在换热器的进口和出口处的比焓, J/kg。

海水泵的功耗计算^[5,6]为:

$$\dot{W}_{WP} = \frac{\dot{m}_W \Delta P_W}{\rho_W \eta_{WP}} \quad (6)$$

$$\Delta P_W = f_{fan} \frac{L_W \rho_W V_W^2}{D_W} \quad (7)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_{fan}}} = -2.0 \lg \left(\frac{\varepsilon}{3.7 D_W} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f_{fan}}} \right) \quad (8)$$

式中, \dot{W}_{WP} ——海水泵的功耗, W; ΔP_W ——海水在管道中的压力损失, Pa; ρ_W ——海水的密度, kg/m³; η_{WP} ——海水泵的效率; f_{fan} ——范宁摩擦系数; L_W 、 D_W ——海水管的长度和直径, m; V_W ——海水在海水管中的流速, m/s; ε ——海水管道内绝对粗糙度, m; Re ——海水的雷诺数。

依据式(1)、式(3)、式(6)可分别得出系统的膨胀机输出功、工质泵功耗以及海水泵功耗,进而可得出循环的净输出功率为:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_T - \dot{W}_P - \sum \dot{W}_{WP} \quad (9)$$

系统的热效率为:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}} \quad (10)$$

式中, \dot{Q} ——蒸发器的吸热量, W。

系统中换热器传热面积的计算为:

$$A = \frac{\dot{Q}}{K \Delta T} \quad (11)$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda_e} + r_1 + r_2 \quad (12)$$

式中, A —— 换热面积, m^2 ; K —— 综合换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; ΔT —— 换热器对数传热温差, K ; δ —— 换热器板片厚度, m ; α —— 单侧换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; λ_e —— 换热器板片导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; r —— 换热器污垢热阻, $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$; 下标 1、2 分别代表换热器两侧介质。

换热器海水侧的换热系数计算^[7]为:

$$\alpha = 0.159 \left(\frac{\lambda_w}{d_e} \right) Re^{0.64} Pr^{(0.3)0.4} \quad (13)$$

式中, λ_w —— 热导率, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; d_e —— 换热器的当量直径, m ; Pr —— 普朗特数。

蒸发器中工质侧过冷区换热系数计算与海水侧类似, 仅常数和雷诺数的指数数值有所不同。对于工质侧两相区换热系数, 则采用文献[8]给出的适用于泡状流的两相流沸腾传热系数计算方法, 具体为:

$$\alpha = S\alpha_b + \alpha_{ip} \quad (14)$$

式中, α_b —— 池沸腾传热膜系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; α_{ip} —— 二相流强制对流传热膜系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; S —— 核沸腾影响系数。

可依据尾花英朗^[9]给出的关联式为:

$$\alpha_{ip} = 0.023 \left(\frac{\lambda_l}{d_e} \right) Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \psi \quad (15)$$

式(15)的适用范围为 $6000 < Re < 107$, $0.5 < Pr < 120$, 其中:

$$\psi = (1 + X_u^{-0.5})^{1.78} \quad (16)$$

式中, ψ —— 修正系数; X_u —— 马提内利参数。

影响系数 S 采用东南大学施明恒等^[10]给出的经验公式计算:

$$S = 0.9622 - 0.5822 \left(\arctan \frac{Re_{ip}}{6.18 \times 10^4} \right) \quad (17)$$

式(17)的适用范围为 $10^4 < Re_{ip} < 106$, 其中, Re_{ip} 为两相雷诺数:

$$Re_{ip} = Re_l \psi^{1.25} \quad (18)$$

冷凝器工质侧的冷凝换热系数采用天津大学王中铮^[11,12]给出的关联式:

$$Nu = 0.0048 \left(\frac{Re_l}{H} \right)^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.25} \quad (19)$$

$$H = \frac{c_p \Delta T_{ws}}{\gamma} \quad (20)$$

式中, H —— 凝液膜厚度影响的无因次参数;

Nu —— 努塞尔数; γ —— 工质蒸发潜热, J/kg ; ρ_l 、 ρ_v —— 工质液相、气相的密度, kg/m^3 ; c_p —— 工质定压比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 下标 l 代表工质液相, v 代表工质气相; ΔT_{ws} —— 冷凝器的冷凝温差, K 。

2 优化模型及求解算法

2.1 优化模型

2.1.1 参数选取与变量设计

全球各海洋区域的温度各有不同, 本文以我国南海海域的水温条件为基础, 开展海洋温差能朗肯循环设计与优化。常用的海洋温差能工质有氨、R22 以及 R134a 等, 其中氨工质的焓降最大, 传热性能最佳, 在同功率级别条件下, 所需的换热面积最小^[13,14]。因此本文选取氨(R717)作为朗肯循环工质。依据南海海水温深分布情况, 设定表层温海水的温度为 28°C , 800 m 水深的冷海水温度为 5°C 。参考相关研究的文献资料^[15,16], 对本文模型的净输出功率及膨胀机输出功率等主要参数的计算结果进行了验证, 并设定温海水水管长度为 250 m, 冷海水水管长度为 4500 m。假定循环系统工作在稳定状态下, 其他参数设定如表 1 所示。

表 1 海洋温差能朗肯循环系统参数表

Table 1 Parameters of OTEC Rankine cycle system

参数	数值	参数	数值
温海水温度/ $^\circ\text{C}$	28	冷海水温度/ $^\circ\text{C}$	5
膨胀机绝热效率/%	80	工质泵绝热效率/%	80
发电机效率/%	95	工质泵电机效率/%	75
工质流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0.2	海水泵效率/%	85

在 OTEC 系统中, 蒸发温度和冷凝温度对系统性能的影响至关重要。此外, 由于海水热容较大, 蒸发器及冷凝器内海水的温降对换热面积和海水流量影响明显, 进而影响海水泵所消耗的功率。

因此本文选取蒸发温度、冷凝温度、蒸发器温海水出口温度、冷凝器冷海水出口温度为系统设计变量, 则有:

$$\mathbf{X} = [T_{\text{eva}}, T_{\text{con}}, T_{\text{HW}}, T_{\text{CW}}]^T \quad (21)$$

式中, \mathbf{X} —— 设计变量向量; T_{eva} —— 蒸发温度, $^\circ\text{C}$; T_{con} —— 冷凝温度, $^\circ\text{C}$; T_{HW} —— 蒸发器温海水出口温度, $^\circ\text{C}$; T_{CW} —— 冷凝器冷海水出口温度, $^\circ\text{C}$ 。

2.1.2 目标函数

在 OTEC 循环系统中,工质泵和海水泵的较大功耗导致净发电功率相对较低,在个别工况下系统的发电量甚至不足以满足自身的功耗需求。同时,由于换热器的对数传热温差较小,导致系统所需的换热面积较大,这将大幅度增加系统的投资成本。在寻优过程中,应力求在较小的换热面积情况下获得更大的系统净输出功率。因此,选取单位换热面积输出功率(即系统净功率与换热面积的比值)为目标函数之一,计算为:

$$\max f_1(X) = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{A_{\text{eva}} + A_{\text{con}}} \quad (22)$$

式中, f_1 ——目标函数; A_{eva} 、 A_{con} ——蒸发器和冷凝器的换热面积, m^2 。

其次,由于海洋温差循环系统换热温差较小,仅考虑单位换热面积输出功率为单一目标函数时,会导致系统的输出功率偏低,并损失大量的海水热能,降低海水温差能的利用率。因此,为提高系统的可再生能源利用效率,引入单位海水流量输出功(即系统净功率与海水总流量的比值)作为另一个目标函数,计算为:

$$\max f_2(X) = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{m}_{\text{HW}} + \dot{m}_{\text{CW}}} \quad (23)$$

通过线性加权和法可解决 2 个目标函数的同时优化问题,用赋权值的方式将 2 个目标函数合并为一个综合目标函数以表征综合性能,如下:

$$F(X) = \omega_1 f_1(X) + \omega_2 f_2(X) \quad (24)$$

式中, ω_1 、 ω_2 ——分别为 2 个目标函数的加权系数。

根据 a 法^[17]计算 2 个优化目标各自的加权系数,算式为:

$$\omega_1 = \frac{f_2^2 - f_2^1}{(f_1^1 - f_1^2) + (f_2^2 - f_2^1)} \quad (25)$$

$$\omega_2 = \frac{f_1^1 - f_1^2}{(f_1^1 - f_1^2) + (f_2^2 - f_2^1)} \quad (26)$$

式中, f_1^1 ——目标函数 f_1 的最优值; f_2^2 ——目标函数 f_2 的最优值; f_2^1 ——目标函数 f_1 取得最优值时,对应 f_2 的函数值; f_1^2 ——目标函数 f_2 取得最优值时,对应 f_1 的函数值。

2.1.3 约束条件

在海洋温差能朗肯循环系统的优化模型中,需

要考虑的约束条件如下:

1) 循环系统需工作在正压力下,即各状态点的压力均维持在 0.1 MPa 以上,且蒸发压力始终要大于冷凝压力;

2) 为保证换热器的换热温差有效可行,系统蒸发压力的上/下限分别为 1.0 和 0.8 MPa,冷凝压力的上/下限分别为 0.70 和 0.55 MPa;

3) 为保证冷热源与工质之间的有效传热,蒸发器温海水出口温度的上下限分别为 27 和 20 °C,冷凝器冷海水出口温度的上下限为 13 和 6 °C;

4) 依据板式换热器的特点,蒸发器和冷凝器的温度端差和窄点温差均存在下界以确保传热的正常进行;

5) 膨胀机出口的乏汽干度应高于 0.92。

2.2 粒子群优化算法

粒子群算法是一种群体智能优化算法,通过模拟鸟群觅食过程,依据寻优个体的速度及位置模型展开寻优。在粒子群算法中,寻优空间内存在被称为“粒子”的解向量,且各自对应存在一个目标适应值。同时,每个粒子均存在各自的飞行速度并跟随最优位置粒子搜索解空间^[18]。每个粒子在飞行过程中找到的最优解称为个体最优,群体内所有粒子的最优解称为群体最优^[19]。在迭代过程中,所有粒子追随个体最优位置和群体最优位置飞行,保证群体始终朝着最优目标前进。

优化变量 X_s 的当前位置算式为:

$$X_s = [x_{s1}, x_{s2}, x_{s3}, \dots, x_{sn}]^T \quad (27)$$

式中, $x_{s1} \sim x_{sn}$ ——粒子 s 在设计变量 n 的数值。

变量 X_s 的当前飞行速度 V_s 算式如下:

$$V_s = [v_{s1}, v_{s2}, v_{s3}, \dots, v_{sn}]^T \quad (28)$$

式中, $v_{s1} \sim v_{sn}$ ——粒子 s 在变量 n 的飞行速度。

变量 X_s 的自身最优解位置 P_s 算式如下:

$$P_s = [p_{s1}, p_{s2}, p_{s3}, \dots, p_{sn}]^T \quad (29)$$

式中, $p_{s1} \sim p_{sn}$ ——粒子 s 在变量 n 的最优解数值。

所有变量 X 的全局最优位置 P_g 算式如下:

$$P_g = [p_{g1}, p_{g2}, p_{g3}, \dots, p_{gn}]^T \quad (30)$$

式中, $p_{g1} \sim p_{gn}$ ——设计变量 n 的全局最优解数值。

变量 X_s 的速度进化方程为:

$$v_{s,n}(t+1) = \omega v_{s,n}(t) + c_1 \theta_{1,n}(t)(p_{s,n}(t) - x_{s,n}(t)) + c_2 \theta_{2,n}(t)(p_{g,n}(t) - x_{s,n}(t)) \quad (31)$$

$$x_{s,n}(t+1) = x_{s,n}(t) + v_{s,n}(t+1) \quad (32)$$

式中, t ——当前迭代次数; c_1 、 c_2 ——粒子加速常数; θ_1 、 θ_2 ——随机数; 下标 s 、 n 分别为粒子编号和各设计变量。

在实例计算中, 如果将惯性权重 ω 取值依据迭代次数依次递减, 此时粒子群算法称为惯性权重线性递减粒子群算法^[20]。在本文优化模型中, 设定 ω 的迭代初值为 0.9, 迭代终值为 0.4。这种改进策略的粒子群优化算法具有较好的收敛精度和全局寻优能力。优化算法流程如图 3 所示。

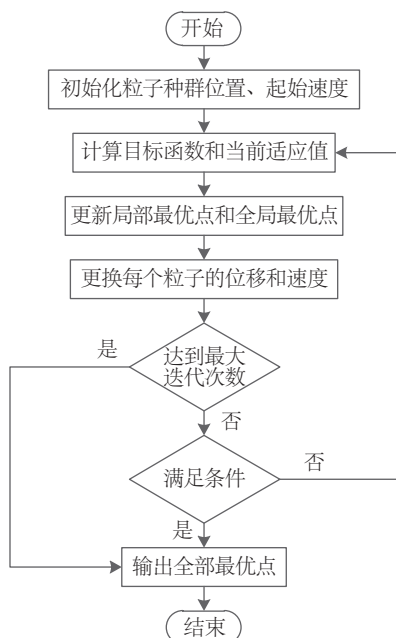
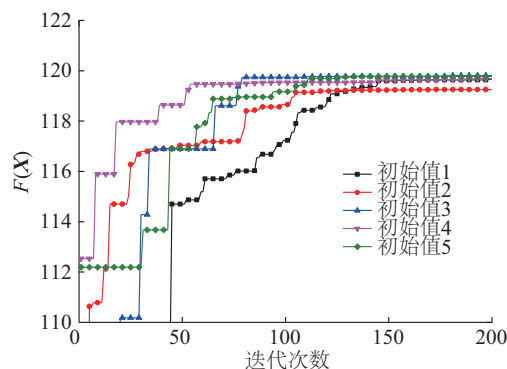


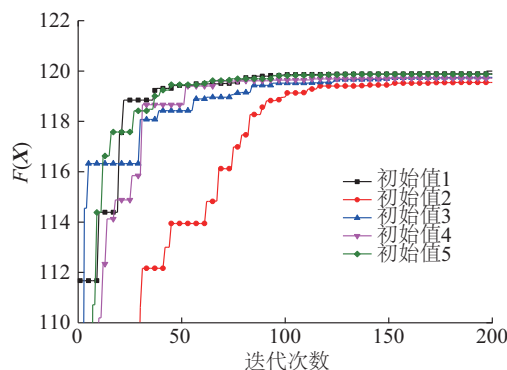
图3 PSO算法流程图

Fig. 3 Procedure of PSO

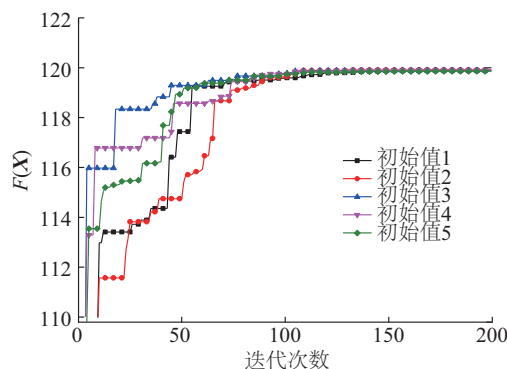
本文以综合目标函数值 $F(X)$ 作为粒子群算法的适应值。图 4 显示了最大适应值随迭代次数 (iterations) 和种群数量之间的关系。设定种群数量在 10、20、30、40 共 4 种情况下进行寻优, 设定最大迭代次数为 200。种群中各粒子的初始位移和速度均为随机生成, 在迭代计算下, 所有优化结果均完全收敛。当种群数量为 10、20 时, 5 次迭代结果不完全相同, 如图 4a 和 4b 中所示, 这可能是由于优化迭代陷入局部最优解造成的结果。当种群数量为 30、40 时, 5 次迭代结果完全相同 (如图 4c 和 4d 中所示), 迭代没有因陷入局部最优而终止, 进而得到全局最优解。由此可知, 种群数量不低于 30 时可满足本模型的优化要求, 但受计算速度和



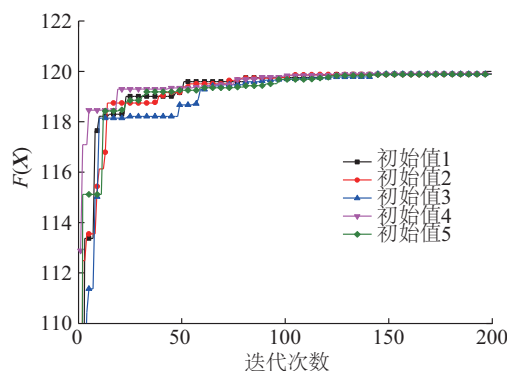
a. 种群数量为 10



b. 种群数量为 20



c. 种群数量为 30



d. 种群数量为 40

图4 最优适应值与迭代次数和种群数量的关系

Fig. 4 Relationship among maximum fitness, iteration and population size, respectively

时间限制,种群数量不宜过大。因此,本文将粒子群优化算法的种群数量设定为 30,最大迭代次数为 200。

3 计算结果与分析

将上述设定参数代入海洋温差能朗肯循环优化模型中,在 Matlab 中编写粒子群算法程序进行寻优,各目标的优化模型计算结果如表 2 所示。从表 2 可看出,OTEC 系统的最大净输出功率可达 5.984 kW,但相比综合目标函数 $F(X)$ 的优化结果,所需换热面积增大了 35 %,同时单位换热面积输出功率 ($\dot{W}_{\text{net}}/A_{\text{total}}$) 减少了 20 %,投资成本明显提高。当系统以 ($\dot{W}_{\text{net}}/A_{\text{total}}$) 为优化目标时,相比 $F(X)$ 时,循环系

统的净输出功率较低(4.780 kW),且所需的海水流量要多出 19%。以 ($\dot{W}_{\text{net}}/\dot{m}_w$) 为优化目标时,虽然系统所需的海水流量较少,但换热面积比综合目标函数多 13%。

通过上述对比分析可以看出,对于多目标综合优化下的海洋温差能朗肯循环,虽然牺牲了系统的部分做功能力,但是单位面积的输出功率 ($\dot{W}_{\text{net}}/A_{\text{total}}$) 得到明显改善。综合优化同时兼顾了系统投资成本和海水温差能的利用率,进一步提高了系统的综合性能。本文给出在综合目标优化下的最佳蒸发温度、冷凝温度分别为 23.10 和 12.31 °C,换热器温海水及冷海水的最佳出口温度分别为 23.42 和 10.80 °C。

表 2 不同优化目标下的计算结果

Table 2 Optimized results for different objective functions

目标函数	$T_{\text{eva}} /$ °C	$T_{\text{con}} /$ °C	$T_{\text{HW}} /$ °C	$T_{\text{CW}} /$ °C	$A_{\text{total}} /$ m ²	$\eta_{\text{th}} /$ %	$\dot{m}_w /$ kg·s ⁻¹	$\dot{W}_{\text{net}} /$ kW	$\dot{W}_{\text{net}}/A_{\text{total}} /$ W·m ⁻²	$\dot{W}_{\text{net}}/\dot{m}_w /$ W·s·kg ⁻¹	$F(X)$
max \dot{W}_{net}	23.63	10.61	23.93	9.61	83.09	2.43	26.80	5.984	72.018	223.276	102.602
max $f_1(X)$	23.88	12.98	24.22	10.00	48.90	1.96	26.78	4.780	97.742	178.514	114.074
max $f_2(X)$	21.84	11.95	22.12	11.03	69.29	2.13	19.46	5.220	75.335	268.193	114.331
max $F(X)$	23.10	12.31	23.42	10.80	61.34	2.23	22.56	5.458	88.978	241.964	119.912

注: A_{total} —总换热面积, m²; \dot{m}_w —海水总流量, kg/s。

在 4 个设计变量中,若固定蒸发器和冷凝器的海水出口温度,蒸发温度和冷凝温度对系统综合性能的影响如图 5 所示。从图 5 可看出, $F(X)$ 数值随着蒸发温度的降低而减小。这是由于蒸发温度的降低导致海洋温差能发电系统中工质在膨胀机中的焓降减少,膨胀机的输出功率快速降低。同时,蒸发器中的换热量降低会使系统的换热面积减少。在蒸发温度降低的过程中,海水的流量小幅度增加,海水泵的功耗少量增加。但是,膨胀机输出功率的降低速度明显快于换热面积、海水泵功以及海水流量的变化速度。可知,蒸发温度的降低将使系统的综合目标函数数值快速变差。反之,蒸发温度的增加会导致 $F(X)$ 数值逐渐增大。这是由于循环工质在膨胀机中的焓降大幅度增加,系统的净输出功率得以快速升高,而其他因素影响相对较小。因此,OTEC 系统蒸发温度的升高会带来综合目标函数数值的升高。

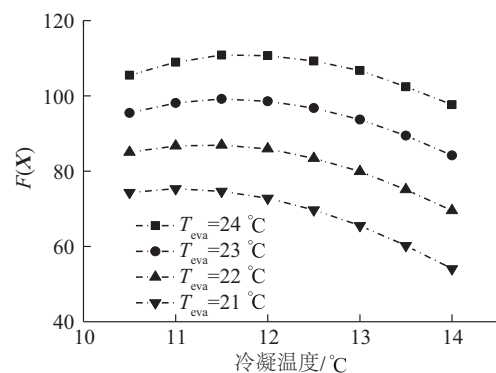


图 5 蒸发温度和冷凝温度对 $F(X)$ 值的影响

Fig. 5 Effect of evaporating temperature and condensing temperature on value of $F(X)$

图 5 还表明,冷凝温度的升高会导致综合目标函数先增大后减少,并在某一区域存在最佳冷凝温度。这是由于随着冷凝温度的升高,冷凝器的换热温差快速增大,换热面积随之减少。相比于蒸发温度,冷凝温度对系统换热面积的影响更为明显。在

净功率和换热面积共同变化的作用下, $(\dot{W}_{\text{net}}/A_{\text{total}})$ 呈现出先升高再降低的趋势; $(\dot{W}_{\text{net}}/\dot{m}_{\text{w}})$ 由于净功率的减小而持续降低。但由于前者的权值较大, 所以两者线性加权之和 $F(X)$ 也呈现出先增大再减小的趋势, 并在某一冷凝温度时取得最优值。

若固定蒸发温度和冷凝温度, 蒸发器和冷凝器的海水出口温度对系统性能的影响如图 6 所示。图 6 表明, 当蒸发器进出口海水温差较大的时候, 系统的综合目标函数数值较大。这主要是由于海水的焓降更大, 在较小的海水流量下即可达到需求的换热量。随着蒸发器海水出口温度的升高, 海水流量增加, 海水泵功耗增大, 系统净功率减小, 这使得综合目标函数 $F(X)$ 数值下降。当蒸发器海水出口温度在 25 °C 以下的时候, 综合目标函数值的差异相对较小。随着冷凝器海水出口温度的升高, 综合目标函数值先是快速上升, 在达到 10 °C 之后数值基本稳定且稍有降低, 并在某一区域内存在最优值。综合来看, 当蒸发器海水出口温度在 24 °C 以下, 冷凝器海水出口温度在 9 °C 以上时 (即换热器海水的进出口温差大于 4 °C), 换热器海水进出口温差数值的变化对系统综合目标函数值影响较小。但是, 过大的海水进出口温差会导致换热器的最小传热温差过低从而影响换热器的换热性能。同时过小的海水进出口温差将会导致海水流量过大, 进而海水泵功耗超过膨胀机的输出功率, 使系统的净功率为负值。

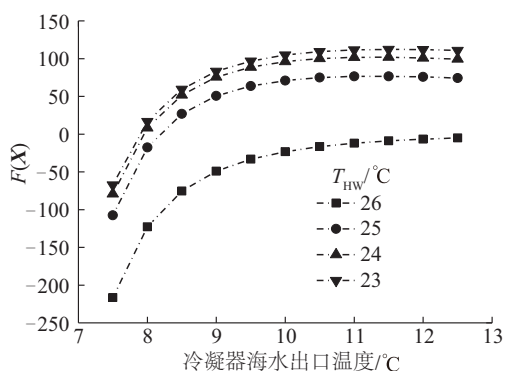


图 6 换热器海水出口温度对 $F(X)$ 值的影响

Fig. 6 Effect of seawater temperature at the outlet of the heat exchanger on value of $F(X)$

进一步分析, 若固定换热器海水出口温度, 蒸发和冷凝温度对 $(\dot{W}_{\text{net}}/A_{\text{total}})$ 的影响如图 7 所示。图 7 中, 蒸发温度的升高导致海洋温差能朗肯循环系统的 $(\dot{W}_{\text{net}}/A_{\text{total}})$ 数值显著增加。这是因为循环工质的

焓差增大明显地提升了膨胀机的输出功率, 而换热面积、海水泵功耗等其他参数的变化相对较小。对于冷凝温度, 单位面积净输出功率存在一个最优值, 冷凝温度的升高使 $(\dot{W}_{\text{net}}/A_{\text{total}})$ 先逐渐增大, 在越过最优值后迅速降低。该目标函数的变化趋势与综合目标函数类似, 原因是在线性加权算式中, 单位面积净功率的权值较大, 对综合目标函数数值的影响更为明显。

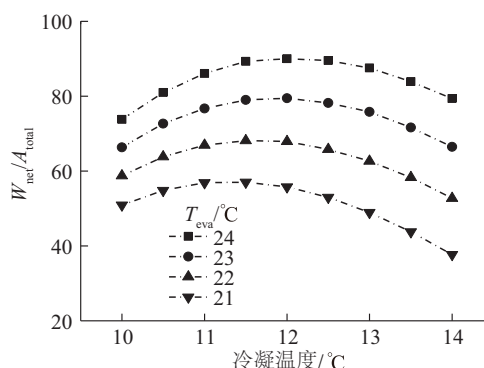


图 7 蒸发温度和冷凝温度对 $W_{\text{net}}/A_{\text{total}}$ 功的影响

Fig. 7 Effect of evaporating temperature and condensing temperature on value of $W_{\text{net}}/A_{\text{total}}$

海洋温差能朗肯循环系统的单位海水流量输出功率 $(\dot{W}_{\text{net}}/\dot{m}_{\text{w}})$ 随着蒸发温度的升高而明显增加, 随着冷凝温度的升高而明显下降, 如图 8 所示。这是由于蒸发温度和冷凝温度的变化对海水流量的影响相对较小, 从而海水泵的功耗也变化不大。但是蒸发温度的升高和冷凝温度的降低均会明显提升工质在膨胀机中的焓降, 进而大幅度增加膨胀机的输出功率, 系统的净功率也随之明显升高。因此, $(\dot{W}_{\text{net}}/\dot{m}_{\text{w}})$ 呈现出随着蒸发温度的升高而增加, 随着冷凝温度的升高而降低的趋势。

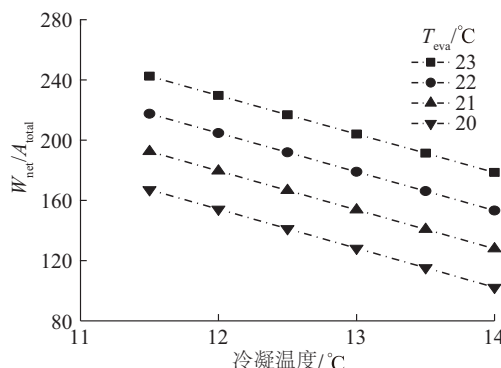


图 8 蒸发及冷凝温度对 $W_{\text{net}}/\dot{m}_{\text{w}}$ 值的影响

Fig. 8 Effect of evaporating temperature and condensing temperature on value of $W_{\text{net}}/\dot{m}_{\text{w}}$

综上所述,对于海洋温差能朗肯循环系统,蒸发温度和冷凝温度起着举足轻重的作用。在不同蒸发温度和冷凝温度下的综合目标函数值可相差数倍之多。

4 结 论

1)在海洋温差能朗肯循环系统中,系统内部的功率损耗及较大的换热面积是影响系统性能的主要因素。采用多目标优化的方式能够较好的解决这一问题,而利用加权的方式可协调各评价指标之间的关系,兼顾系统的做功能力、经济性及海水利用率等多方因素。

2)在本文建立的综合目标函数优化模型下,蒸发器最佳蒸发温度为 23.10 °C,温海水最佳出口温度为 23.42 °C,冷凝器最佳冷凝温度为 12.31 °C,冷海水最佳出口温度为 10.80 °C。与传统模型相比,多目标优化使系统的综合目标函数值提高了 17%,改善了系统的综合性能。

3)蒸发器温海水的出口温度在 24 °C 以下、冷凝器冷海水出口温度在 9 °C 以上时(即换热器海水的进出口温差大于 4 °C),两者的温度数值对系统综合目标函数值影响较小。总体来看,相比蒸发温度和冷凝温度,换热器海水出口温度在最优值附近范围内对系统性能的影响更小。

4)在部分工况点,系统的净输出功率小于零,这说明系统产生的电能不足以提供自身的功率消耗。在实际设计中应注意调控系统的各关键参数,防止工况落入净功率为负值的区域。

[参考文献]

- [1] 苏佳纯,曾恒一,肖 钢,等. 海洋温差能发电技术研究现状及在我国的发展前景[J]. 中国海上油气, 2012, 24(4): 84—98.
- [1] Su Jiachun, Zeng Hengyi, Xiao Gang, et al. Research status and prospect of ocean thermal energy conversion technology[J]. China Offshore Oil and Gas, 2012, 24(4): 84—98.
- [2] 吴春旭,林礼群,王 幸,等. 闭式海洋温差能发电系统的工质研究[J]. 太阳能学报, 2016, 37(4): 1064—1070.
- [2] Wu chunxu, Lin Liqun, Wang Xing, et al. Study of working fluid for closed OTEC system[J]. Acta Energaie Solaris Sinica, 2016, 37(4): 1064—1070.
- [3] Barkhordarian O, Behbahaninia A, Bahrampoury R. A novel ammonia-water combined power and refrigeration cycle with two different cooling temperature levels[J]. Energy, 2017, 120, 816—826.
- [4] Yang Min- Hsiung, Yeh Rong- Hua. Analysis of optimization in an OTEC plant using organic Rankine cycle[J]. Renewable Energy, 2014, 68: 25—34.
- [5] Manfreda G, Secchi R. Seawater pumping as an electricity storage solution for photovoltaic energy systems[J]. Energy, 2014, 69: 470—486.
- [6] Rollmann P, Spindler K, Explicit representation of the implicit Colebrook-White equation[J]. Case Studies in Thermal Engineering. 2015, 5: 41—47.
- [7] Nakaoka T, Uehara H. Performance test of a shell-and-plate-type condenser for OTEC[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1988, 1(3): 275—281.
- [8] 钱颂文. 换热器设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002, 350—353.
- [8] Qian Songwen. Heat exchanger design manual[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2002, 350—353.
- [9] 尾花英朗. 热交换器设计手册[M]. 徐中权[译], 北京: 轻工业出版社, 1987, 386—418.
- [9] Obana Hideo. Heat exchanger design manual[M]. Beijing: China Petrochemical Press, 1987, 386—418.
- [10] 施明恒,甘永平,马重芳. 沸腾和凝结[M]. 北京: 高等教育出版社, 1995.
- [10] Shi Mingheng, Gan Yongping, Ma chongfang. Boiling and condensation heat transfer [M]. Beijing: Higher Education Press, 1995.
- [11] Wang Zhongzheng, Zhao Zhennan. Analysis of performance of steam condensation heat transfer and pressure drop in plate condensers[J]. Heat Transfer Engineering, 1993, 14(4): 32—41.
- [12] 杨崇麟. 板式换热器工程设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1994, 61—63.
- [12] Yang Chonglin. Plate Heat Exchanger Design Manual [M]. Beijing: China Machine Press, 1994.
- [13] Yoon Jung-In, Son Chang-Hyo, Baek Seung-Moon, et al. Performance characteristics of a high-efficiency R717 OTEC power cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 72: 304—308.
- [14] 吴春旭,吴必军,叶 寅. 海洋温差能朗肯循环非共沸混合工质理论研究[J]. 可再生能源, 2015, 33(4): 621—636.
- [14] Wu Chunxu, Wu Bijun, Ye Yin. Analysis of zeotropic mixtures used in OTEC Rankine cycle system[J].

- Renewable Energy Resources, 2015, 33 (4): 621—636.
- [15] 彭景平. 15 kW 海洋温差发电系统的试验与研究[D]. 青岛: 青岛理工大学, 2012.
- [15] Peng Jingping. Study on the UEHARA cycle system of the OTEC[D]. Qingdao: Qingdao University of Technology, 2012.
- [16] Yeh Rong-Hua, Su Tar-Zen, Yang Min-Shong. Maximum output of an OTEC power plant[J]. Ocean Engineering, 2005, 32: 685—700.
- [17] 高雷阜. 最优化理论与方法[M]. 沈阳: 东北大学出版社, 2005, 197.
- [17] Gao Leifu. Theory and methods of optimization[M]. Shenyang: Northeastern University Press, 2005, 197.
- [18] 刘志雄, 梁 华. 粒子群算法中随机数参数的设置与实验分析[J]. 控制理论与应用, 2010, 27(11): 1489—1496.
- [18] Liu Zhixiong, Liang Hua. Parameter setting and experimental analysis of the random number in particle swarm optimization algorithm[J]. Control Theory & Applications, 2010, 27(11): 1489—1496.
- [19] Delgarm N, Sajadi B, Kowsary F, et al. Multi-objective optimization of the building energy performance: A simulation-based approach by means of particle swarm optimization (PSO) [J]. Applied Energy, 2016, 170: 293—303.
- [20] 郜振华, 梅 莉, 祝远鉴. 复合策略惯性权重的粒子群优化算法[J]. 计算机应用, 2012, 32(8): 2216—2218.
- [20] Gao Zhenhua, Mei Li, Zhu Yuanjian. Particle swarm optimization algorithm with composite strategy inertia weight[J]. Journal of Computer Applications, 2012, 32 (8): 2216—2218.

MULTI-OBJECTIVE OPTIMIZATION OF OTEC RANKINE CYCLE BASED ON PSO ALGORITHM

Wang Meng¹, Zhao Yingru¹, Zhang Haoran², Wang Bingzhen³

(1. College of Energy, Xiamen University, Xiamen 361005, China; 2. College of Ocean and Earth Sciences, Xiamen University, Xiamen 361005, China; 3. National Ocean Technology Center, Tianjin 300112, China)

Abstract: To improve the overall performance of the power generation system of ocean thermal energy conversion (OTEC), an integrated objective function based on the power capacity per unit heat exchange area and per unit seawater flow has been developed. The evaporating temperature, condensing temperature and seawater temperatures at the outlet of evaporator and condenser have been selected as optimization variables. The algorithm of particle swarm has been utilized to optimize the parameters of the Rankine cycle system of OTEC. The results obtained show that it is able to realize coordination of evaluation indicators with a multi-objective optimization model. When the temperatures of warm seawater and cold seawater are 28 °C and 5 °C respectively, the best evaporating temperature in the evaporator and the warm seawater outlet temperature are 23.10 °C and 23.42 °C respectively, and the best condensing temperature and cold seawater outlet temperature are 12.31 °C and 10.80 °C respectively, with R717 as working fluid. Moreover, when the temperature difference between seawater inlet and outlet in the heat exchanger is more than 4 °C, the absolute value of temperature for the seawater outlet in the heat exchanger has less impact on the system performance. Compared with the traditional mono-optimization model, the integrated optimization has improved the overall performance of system.

Keywords: ocean thermal energy conversion (OTEC); Rankine cycle; particle swarm optimization (PSO); multi-objective optimization